

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-336805

(43) 公開日 平成11年(1999)12月7日

(51) Int.Cl.⁶

識別記号

F I

F 1 6 D 65/12
13/62
69/00

F 1 6 D 65/12
13/62
69/00

S
A
C

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願平10-140813

(22) 出願日 平成10年(1998)5月22日

(71) 出願人 000001236

株式会社小松製作所
東京都港区赤坂二丁目3番6号

(72) 発明者 柴田 公

石川県小松市符津町ツ3 株式会社小松製
作所粟津工場内

(72) 発明者 大川 聡

神奈川県川崎市川崎区中瀬3-20-1 株
式会社小松製作所建材研究所内

(72) 発明者 斎藤 一之

石川県小松市符津町ツ3 株式会社小松製
作所粟津工場内

(74) 代理人 弁理士 浜本 忠 (外2名)

最終頁に続く

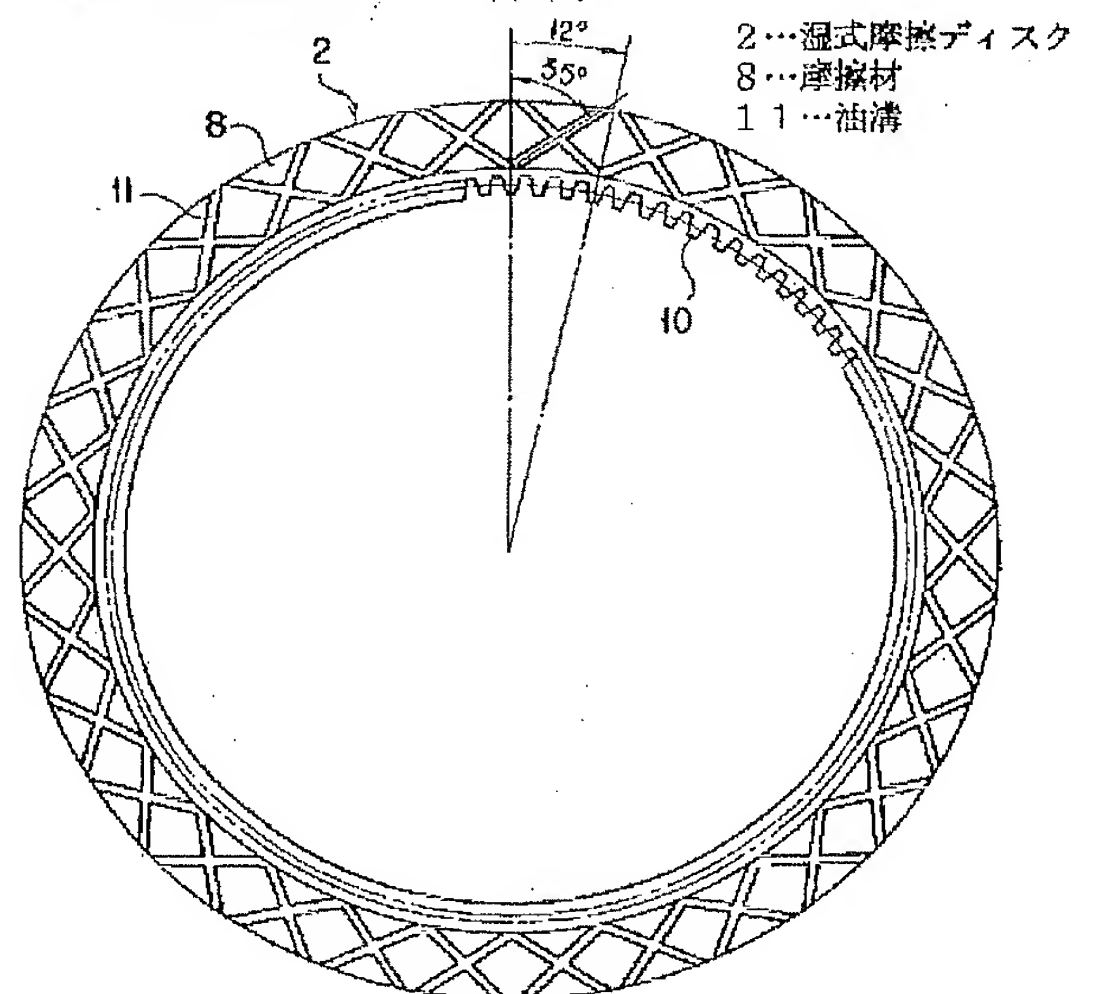
(54) 【発明の名称】 湿式摩擦ディスク

(57) 【要約】

【課題】 引きずりトルク損失の低減に効果があり、また冷却性能を向上する湿式摩擦ディスクを提供すること。

【解決手段】 摩擦材8に内周側で半径方向とのなす角が左右対称に左方向と右方向にそれぞれ40°～58°である直線溝を交差するようにし、この交差によるX字型パターンが円周方向に等間隔で繰り返した油溝11パターンである湿式摩擦ディスク2である。

実施例1の湿式摩擦ディスクの平面図



【特許請求の範囲】

【請求項1】 摩擦材に内周側で半径方向とのなす角が左右対称に左方向と右方向にそれぞれ 40° ～ 58° である直線溝を交差するようにし、この交差によるX字型パターンが円周方向に等間隔で2個以上繰り返した油溝パターンであることを特徴とする湿式摩擦ディスク。

【請求項2】 摩擦材に内周側で半径方向とのなす角が左右対称に左方向と右方向にそれぞれ 40° ～ 58° である直線溝が、互いに交差することなく、ハ字型パターンを構成し、該ハ字型パターンが円周方向に等間隔で2個以上繰り返した油溝パターンであることを特徴とする湿式摩擦ディスク。

【請求項3】 請求項1又は2記載の湿式摩擦ディスクにおいて、油溝パターンにラジアル油溝を組み合わせた油溝パターンであることを特徴とする湿式摩擦ディスク。

【請求項4】 請求項1～3のいずれか1項に記載の湿式摩擦ディスクにおいて、油溝パターンに一本の同心円状油溝を組み合わせた油溝パターンであることを特徴とする湿式摩擦ディスク。

【請求項5】 請求項1～4のいずれか1項に記載の湿式摩擦ディスクにおいて、油溝パターンにスパイラル油溝を組み合わせた油溝パターンであることを特徴とする湿式摩擦ディスク。

【発明の詳細な説明】**【0001】**

【発明の属する技術分野】この出願の発明は、建設機械の変速機、操向クラッチ装置および湿式ブレーキ装置などに使用される湿式摩擦材の油溝パターンであり、すなわち、引きずりトルク損失の低減および冷却性能向上を図るのに適切な湿式摩擦材の油溝パターンに関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来の建設機械の変速機、操向クラッチ装置および湿式ブレーキ装置は、いずれも複数枚の湿式摩擦材と相手プレートが交互に並べられた湿式多板構造となっている。次に、変速機を例にとり説明する。図1は、変速機の湿式多板クラッチ部の構造のクラッチの作動の場合を示している。トランスミッションコントロールバルブから送られたオイルはトランスミッション内の油路を通り、ピストン1の背面に達しピストンをA印方向へ移動させる。ピストンが作動すると、湿式摩擦ディスクであるクラッチディスク2と相手プレート3が圧着され、リングギヤ4は湿式摩擦ディスク2と噛み合っているためその回転は止められる。また、ピストンおよび相手プレートは図示されていないトルクピンによりハウジングと回転方向に固定されている。この作動時には、回転している湿式摩擦ディスクと回転方向に固定されたプレート・ハウジングとの摩擦により、発熱が生じ、これら部材の温度が上昇する。

【0003】図2は、変速機の湿式多板クラッチ部の構造のクラッチの解放の場合を示している。トランスミッションコントロールバルブから送られたオイルが遮断されると、ピストン1の背面に作用していたオイルの圧力は低下する。ピストン1はリターン springs 5によりB印方向に戻される。湿式摩擦ディスク2と相手プレート3は解放され、リングギヤ4は空転する。したがって、動力を伝達しない。この時、回転する湿式摩擦ディスク2と相手プレート・ハウジングとのクリアランスに潤滑油が内周側から外周側に流れ、摩擦熱により温度上昇した各部材を冷却する。

【0004】湿式摩擦ディスクの構造は図3に示されている。湿式摩擦ディスクは、芯板材およびその両側面の摩擦材で構成されており、芯板材は、内周側に歯部を有し、リングギヤと噛み合い、一体で回転するようになっている。摩擦材は、一般的に焼結合金、ペーパー系、黒鉛系、ゴム系および樹脂系などの材質からなり、その摩擦面には、クラッチ解放時に湿式摩擦ディスクと相手プレート間に介在する潤滑油によって生じる引きずりトルク損失を低減するために、また、クラッチ作動時に摩擦面で発生した摩擦熱で温度上昇した部材を冷却し、クラッチの焼き付きや摩擦材の熱劣化を防止するために油溝が設けられている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】従来から使用されている油溝パターンとしては、ラジアル溝、スパイラル溝、ダイヤモンド溝およびワッフル溝などがあるが、さらにこれらを改良したものとして特開昭51-21046号公報に記載されている。しかし、この油溝パターンは、引きずりトルク損失の低減には、効果があるが、湿式摩擦ディスクと相手プレート間を通過する油量を増加させ、冷却性能を向上することでは不十分である。

【0006】また、図18に示すような改良された油溝パターンを持つ湿式摩擦ディスクが変速機に実際使用されている。この油溝パターンも、引きずりトルク損失の低減には効果があるが、冷却性能を向上する点では不十分である。このように従来は引きずりトルク損失の低減に重点がおかれ、湿式摩擦ディスクと相手プレート間の通過油量を増加させ、冷却性能を向上する点にはあまり注意が払われていなかった。また、油溝パターンの改良には、多くの水準のベンチテストが必要であったり、経験の積み重ねによるところが大きく、多くの労力と時間が必要となるネックもあった。このように、引きずりトルク損失の低減には効果があるが、冷却性能を向上する点では不十分であるとの問題があった。この出願の発明は従来の問題点に着目して、引きずりトルク損失の低減に効果があり、また冷却性能を向上する湿式摩擦ディスクを提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため

に、この出願の請求項1に係る発明は、摩擦材に内周側で半径方向となす角が左右対称に左方向と右方向にそれぞれ $40^{\circ} \sim 58^{\circ}$ である直線溝を交差するようにし、この交差によるX字型パターンが円周方向に等間隔で2個以上繰り返した油溝パターンであることを特徴とする湿式摩擦ディスクであり、請求項1に係る発明によると、引きずりトルクの低減と、相対するプレート間を通過する油流量を大幅に増加できる。

【0008】この出願の請求項2に係る発明は、摩擦材に内周側で半径方向となす角が左右対称に左方向と右方向にそれぞれ $40^{\circ} \sim 58^{\circ}$ である直線溝が、互いに交差することなく、ハ字型パターンを構成し、該ハ字型パターンが円周方向に等間隔で2個以上繰り返した油溝パターンであることを特徴とする湿式摩擦ディスクであり、請求項2に係る発明によると、引きずりトルクの低減と、相対するプレート間通過する油流量を大幅に増加できる。

【0009】この出願の請求項3に係る発明は、請求項1又は2記載の湿式摩擦ディスクにおいて、油溝パターンにラジアル油溝を組み合わせた油溝パターンであることを特徴とする湿式摩擦ディスクであり、請求項3に係る発明によると、引きずりトルクの低減と、相対するプレート間を通過する油流量を大幅に増加できる。

【0010】この出願の請求項4に係る発明は、請求項1～3のいずれかの1項に記載の湿式摩擦ディスクにおいて、油溝パターンに一本の同心円状油溝を組み合わせた油溝パターンであることを特徴とする湿式摩擦ディスクであり、請求項4に係る発明によると、引きずりトルクは同等で、油流量をさらに増加できる。

【0011】この出願の請求項5に係る発明は、請求項1～4のいずれか1項に記載の湿式摩擦ディスクにおいて、油溝パターンにスパイラル油溝を組み合わせた油溝パターンであることを特徴とする湿式摩擦ディスクであり、請求項5に係る発明によると、通過油流量を増加でき、さらに、引きずりトルクを低減可能である。

【0012】

【発明の実施の形態】この出願の発明に係る湿式摩擦ディスクの実施の形態を図面を参照して説明する。この出願の発明に係る湿式摩擦ディスクは、まず、湿式多板クラッチの空転状態を単純モデル化し、スーパーコンピュータで基本的な油溝パターンについて解析し、その結果、摩擦材の内周側で半径方向となす角が $40^{\circ} \sim 58^{\circ}$ 、より好ましくは $45^{\circ} \sim 55^{\circ}$ の油溝パターンが、同一の溝断面形状および断面積を持つ油溝と比較してクラッチディスクと相手プレート間を通過する油量を大幅に増加させることができるとともに引きずりトルクも後者の改良された油溝パターンなみに小さくできる。参考までに、概略の計算モデルを図4、図5および図6に示す。図4は全体モデルであり、相手プレート3と摩擦材8との関係を示す。図5は断面モデルであり、①の場合はV溝であり、②の場合は円弧溝であり、③の場合は $S=2^{\circ}$ との台形溝である。図6は平面モデルであり、油溝11および摩擦材8が示されている。ここで、計算範囲は $r_1 < r \leq r_0$ 、 $0 \leq \theta \leq \alpha$

$\alpha = 2\pi / \text{円周等分数}$

β : 摩擦材の内周側で、油溝が半径方向となす角度

【0013】

【数1】

クラッチディスクと相手プレートの間の粘性流れは次の遠心力を考慮した
レイノルズ型の式で表わされる。

$$\frac{\delta}{\delta r} \left(r h^3 \frac{\delta p}{\delta r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\delta}{\delta \theta} \left(h^3 \frac{\delta p}{\delta \theta} \right) = 6 \eta \omega r \frac{\delta h}{\delta \theta} + \frac{3}{10} \rho \omega^2 \frac{\delta}{\delta r} \left(r^2 h^3 \right) \quad \dots (0)$$

無次元数を導入する

$$h = h_0 H, \quad p = p_0 P, \quad \theta = 2\pi \Phi, \quad \Lambda = \frac{3 \eta \omega r_0^2}{\pi p_0 h_0^2}, \quad R e_g = \frac{\rho \omega h_0^2}{\eta}, \quad r = r_0 R,$$

(0) の式において、

ρ : 油の密度

ω : 角速度

η : 油の粘度

r : 半径

R : 無次元化された半径

h : 油溝と相手プレートとの距離

H : 無次元化された油溝と相手プレートとの距離

p : 油圧

P : 無次元化された油圧

θ : 円周方向の角度

Φ : 油溝の境界条件

【0014】

【数2】

すると、

$$\frac{\delta}{\delta r} \left(R H^3 \frac{\delta P}{\delta R} \right) + \frac{1}{4\pi^2} \frac{\delta}{R \delta \Phi} \left(H^3 \frac{\delta P}{\delta \Phi} \right) = \Lambda \left[R \frac{\delta H}{\delta \Phi} + \frac{\pi}{10} \text{Re}_g \frac{\delta}{\delta R} \left(R^2 H^3 \right) \right] \quad \dots (1)$$

(1) の式において

Λ : 粘度の影響がないように、圧力を無次元化した式

Re_g : スキマの値が h_0 の時のレイノルズ数

図5 (断面モデル) の②は無次元式 (2) で表わされる。

$$H = 1 + (\Delta - 1) \left[1 - \left(\frac{2\Phi - \Psi}{\Psi} \right)^2 \right]; \quad 0 \leq \Phi \leq \Psi = \frac{\alpha_1}{2\pi}; \quad \Delta = \frac{h_g}{h_0} \quad \dots (2)$$

(2) の式において

$$\Psi = \frac{\alpha_1}{2\pi}$$

α_1 : 計算する角度範囲

【0015】

【数3】

$r - \theta$ 平面での溝の境界は式 (3) で規定される (図6参照)

$$\Phi = \zeta - \frac{1}{2\pi} \sin^{-1} \left(\frac{R I}{R} \sin (2\pi \zeta) \right); \quad \zeta = \frac{\beta}{2\pi} \quad \dots (3)$$

$$P \Big|_{\Phi=0} = P \Big|_{\Phi=1/N}, \quad \frac{dP}{d\Phi} \Big|_{\Phi=0} = \frac{dP}{d\Phi} \Big|_{\Phi=1/N}, \quad P=1 \text{ at } R=R I$$

and $R=1$ は、(1) 式を解くための境界条件である。

(3) の式において

$$\zeta = \frac{\beta}{2\pi}$$

β : 半径と油溝とのなす角度

$1/N$: 計算範囲の角度スパン

$\Phi=0$ と $\Phi=1/N$ の時の圧力は同一

$\Phi=0$ と $\Phi=1/N$ の時の圧力勾配 (流速) は同一

内周及び外周では $P=1$

【0016】

【数4】

計算を行ない、式(4)の条件が満足された。

$$\frac{\sum_{i=1}^{imax} \sum_{j=1}^{jmax} |P_{new} - P_{old}|}{\sum_{i=1}^{imax} \sum_{j=1}^{jmax} |P_{new}|} < 10^{-6} \quad \& \quad \sum_{i=1}^{imax} \left| \frac{\frac{dP}{d\Phi}_{j=1} - \frac{dP}{d\Phi}_{j=jmax}}{\frac{dP}{d\Phi}_{j=1}} \right| < 10^{-6}$$

... (4)

油圧分布から、次の無次元量が計算された。

幾何学的な形状の関数として図7および図8が表わされる。

$$T^* = \frac{T}{\frac{\pi}{2h_0} \eta \omega r_0^4 (1 - R I^4)} = \frac{4}{1 - R I^4} \int_0^1 \int_{RI}^1 \left(\frac{3RH\delta P}{4\pi^2 \Lambda \delta \Phi} + \frac{R^3}{H} \right) dR d\Phi$$

粘性トルクの無次元数

$$Q_{out}^* = \frac{Q_{out}}{\frac{\pi p_0 h_0^3}{6\eta}} = \int_0^1 \left(-H^3 \frac{\delta P}{\delta R} + \frac{\pi}{10} \Lambda R e_g H^3 \right) d\Phi$$

正味流出量の無次元数

【0017】

【数5】

図5の③の場合は無次元式(5)(6)で表わされる。

$$H = 1 + (\Delta - 1) \left(\frac{\Phi}{S/2\pi} \right); 0 < \Phi \leq \frac{S}{2\pi} \quad \dots (5)$$

$$H = \Delta - (\Delta - 1) \left(\frac{\Phi - \Psi - S/2\pi}{\Psi - S/2\pi} \right); \left(\Psi - \frac{S}{2\pi} \right) < \Phi \leq \Psi \quad \dots (6)$$

$$H = \Delta; \quad \frac{S}{2\pi} < \Phi \leq \Psi - \frac{S}{2\pi}$$

図5の①の場合は無次元式(7)(8)で表わされる。

$$H = 1 + (\Delta - 1) \cdot \frac{2\Phi}{\Psi}; 0 < \Phi \leq \frac{\Psi}{2} \quad \dots (7)$$

$$H = \Delta - (\Delta - 1) \left(\frac{2\Phi - \Psi}{\Psi} \right); \frac{\Psi}{2} < \Phi \leq \Psi \quad \dots (8)$$

【0018】計算結果の例は図7および図8に示され、図7は引きずりトルク比と β との関係を示し、図8は、摩擦材と相手プレート間を通過する油量比と β との関係を示す。

①はV溝、②は円弧溝そして③は台形溝である。

【0019】そこで、これに基づき、左右両方に回転する実際のクラッチディスクの使用条件下において効果が期待できる油溝パターンを種々考察し、これらのモデルを作り上げ、スーパーコンピュータにより解析を実施した。これらの結果で良いものを図9～図15の実施例1～4で示す。図9は実施例1の湿式摩擦ディスクの平面図であり、図10は実施例1の油溝断面形状を示し、芯板材7、摩擦材8および油溝11が示されている。図11は実施例1のディスクの断面図である。図12は実施例2の油溝パターンを示し、図13は実施例3の油溝パターンを示し、実施例3は実施例2にスパイラル溝を加えたものである。図14は実施例3のスパイラル溝断面形状を示す。図15は実施例4の油溝パターンを示し、実施例4は実施例1に1本の同芯溝を加えたものである。従来の変速機に実際に使用されている改良油溝パターンである比較例1は図18に示されており、比較例1と実施例1～4とを比較し、スーパーコンピュータによる解析結果は図16および図17に示されており、図16は引きずりトルク比と間隔比 Δ との関係を示した引きずりトルクの解析結果である。図17は摩擦材と相手プレート間を通過する油量比と間隔比 Δ との関係を示した摩擦材と相手プレートとの間を通過する油量の解析結果である。図16および図17より、湿式摩擦ディスクの油溝パターンについて次のことがわかった。

【0020】1. 摩擦材に内周側で半径方向とのなす角が左右対称に左方向と右方向にそれぞれ $40^\circ \sim 58^\circ$ である直線溝を交差するようにし、この交差によるX字型パターンが円周方向に等間隔で繰り返した油溝パターンまたは摩擦材に内周側で半径方向とのなす角が左右対称に左方向と右方向にそれぞれ $40^\circ \sim 58^\circ$ である直線溝が、互いに交差することなく、ハ字型パターンを構成し、該ハ字型パターンが円周方向に等間隔で繰り返した油溝パターンであれば、溝の断面形状や断面積をえることなく、改良油溝パターンよりも通過流量を大幅に増やすことができる。前記繰り返し化しパターン間にラジアル油溝を配置しても同じ効果を奏する。

【0021】2. 摩擦材に内周側で半径方向とのなす角が左右対称に左方向と右方向にそれぞれ $40^\circ \sim 58^\circ$ である直線溝を交差するようにし、この交差によるX字型パターンが円周方向に等間隔で繰り返した油溝パターンまたは摩擦材に内周側で半径方向とのなす角が左右対称に左方向と右方向にそれぞれ $40^\circ \sim 58^\circ$ である直線溝が、互いに交差することなく、ハ字型パターンを構成し、該ハ字型パターンが円周方向に等間隔で繰り返した油溝パターンのそれぞれの油溝パターンと一本の同心円状油溝を組み合わせれば、改良油溝パターンよりも通過流量を大幅に増やすことができると共に、引きずりトルクは改良油溝パターンとほぼ同一に押さえることができる。

【0022】3. また、前記それぞれのパターンとスパイラル油溝を組み合わせれば、改良油溝パターンよりも引きずりトルクをさらに低減できるとともに、通過流量を増加させることができる。

4. 油溝の断面形状や断面積を同一にすれば、台形、円弧型およびV字型溝のいずれの油溝形状でも、同一の効果を奏する。また、前記摩擦材の内周側で半径方向とのなす角が左右対称に左方向と右方向にそれぞれ 40° ～ 58° である直線溝は、現行ラジアル溝加工と同様に機械加工方法で容易に摩擦材面上に加工できる。

【0023】

【発明の効果】変速機などでは、軽量・コンパクト化（伝達エネルギー密度の向上）による原価低減とエネルギー伝達効率の向上が以前より求められており、近年この要求はさらに強くなっている。このためには、クラッチ作動時の発熱が増大することに対して、クラッチ解放時に潤滑油をより多くクラッチディスクと相手プレートやハウジング間に流し冷却性能を向上することおよびクラッチ解放時の引きずりトルク損失の低減を図ることが必要である。

【0024】また、軽量・コンパクト化しなければならないので、クラッチディスクと相手プレート間のクリアランスを大きくすることおよび摩擦材の厚みを厚くして油溝深さを深くし、冷却性能の向上および引きずりトルク損失の低減を図ることは、もちろん困難である。そこで、本発明の油溝パターンを持つクラッチディスクは、クラッチディスクと相手プレート間のクリアランスを大きくしたり、油溝深さを深くしたりしなくても冷却性能の向上および引きずりトルク損失の低減を図ることが可能なので、装置に求められている要求を満足させることができ、工業的な価値は大きい。また、変速機以外の操向クラッチおよび湿式ブレーキ装置にも適用は可能である。

【図面の簡単な説明】

【図1】この出願の発明に係る変速機の湿式多板クラッチ部構造の説明図（作動の場合）である。

【図2】この出願の発明に係る変速機の湿式多板クラッチ部構造の説明図（解放の場合）である。

【図3】この出願の発明に係るクラッチディスクの断面図である。

【図4】概略の計算モデルの説明図（全体モデル）である。

【図5】概略の計算モデルの説明図（断面モデル）である。

【図6】概略の計算モデルの説明図（平面モデル）である。

【図7】計算結果を示すグラフ（引きずりトルク比と β との関係）である。

【図8】計算結果を示すグラフ（摩擦材と相手プレート間を通過する油量比と β との関係）である。

【図9】実施例1の湿式摩擦ディスクの平面図。

【図10】実施例1の湿式摩擦ディスクの油溝断面図である。

【図11】実施例1の湿式摩擦ディスクの断面図である。

【図12】実施例2の湿式摩擦ディスクの平面図である。

【図13】実施例3の湿式摩擦ディスクの平面図である。

【図14】実施例3の湿式摩擦ディスクのスパイラル油溝断面図である。

【図15】実施例4の湿式摩擦ディスクの平面図である。

【図16】実施例1～4と比較例1とのスーパーコンピュータによる引きずりトルクの解析結果を示す図である。

【図17】実施例1～4と比較例1とのスーパーコンピュータによる摩擦材と相手プレート間を通過する油量の解析結果を示す図である。

【図18】変速機に実際使用されている従来の改良油溝湿式摩擦ディスクの平面図である。

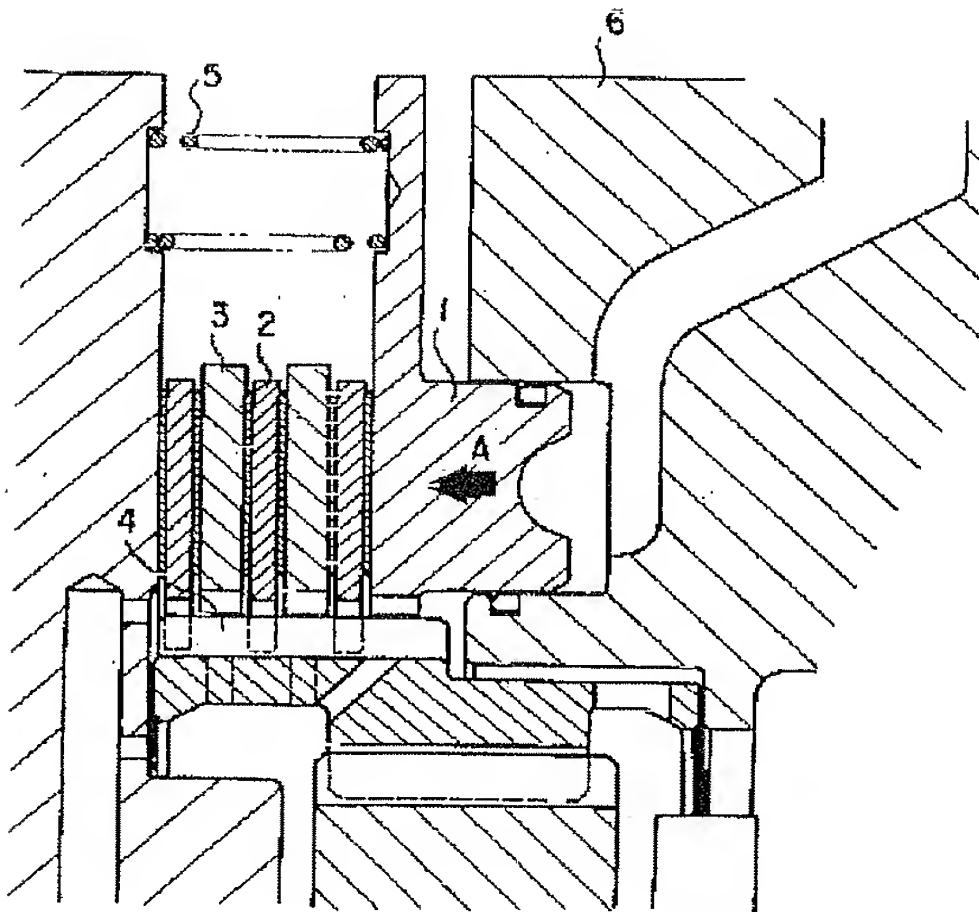
【符号の説明】

- 1…ピストン
- 2…湿式摩擦ディスク（クラッチディスク）
- 3…プレート
- 4…リングギヤ
- 5…リターンズプリング
- 6…ハウジング
- 7…芯板材
- 8…摩擦材
- 9…摩擦面
- 10…内歯
- 11…油溝
- 12…スパイラル油溝
- 13…同心円状油溝
- 14…ラジアル油溝
- 15…トランスミッションを通った潤滑油の流れ

【図1】

この出願の発明に係る変速機の湿式多板クラッチ部構造の説明図（作動の場合）

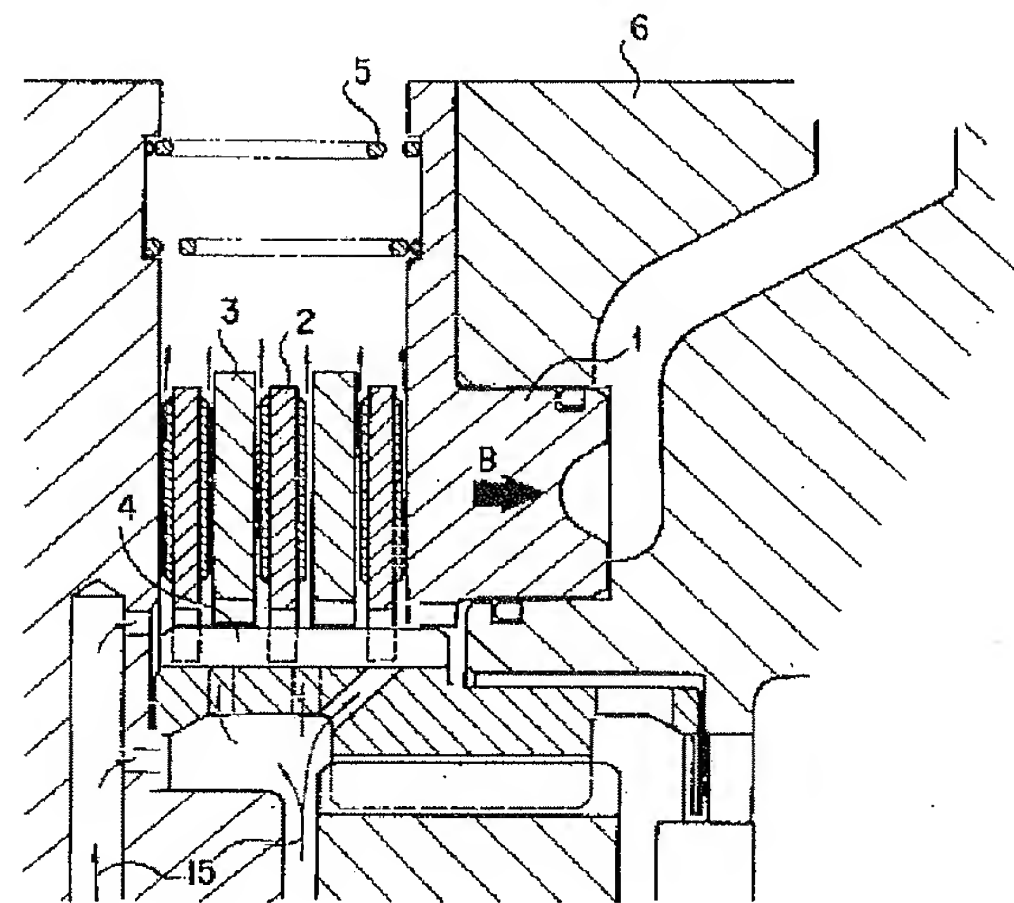
- 1…ピストン
2…湿式摩擦ディスク（クラッチディスク）
3…プレート
4…リングギヤ
5…リターンスプリング
6…ハウジング



【図2】

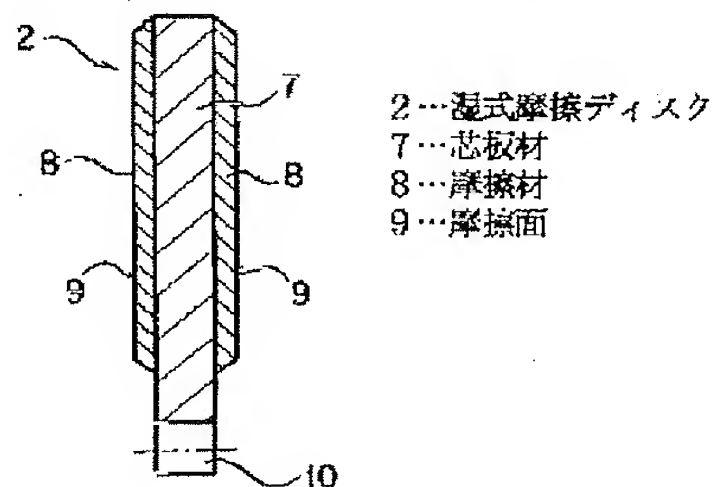
この出願の発明に係る変速機の湿式多板クラッチ部構造の説明図（解放の場合）

- 1…ピストン
2…湿式摩擦ディスク（クラッチディスク）
3…プレート
4…リングギヤ
5…リターンスプリング
6…ハウジング
15…トランスミッションを通った潤滑油の流れ



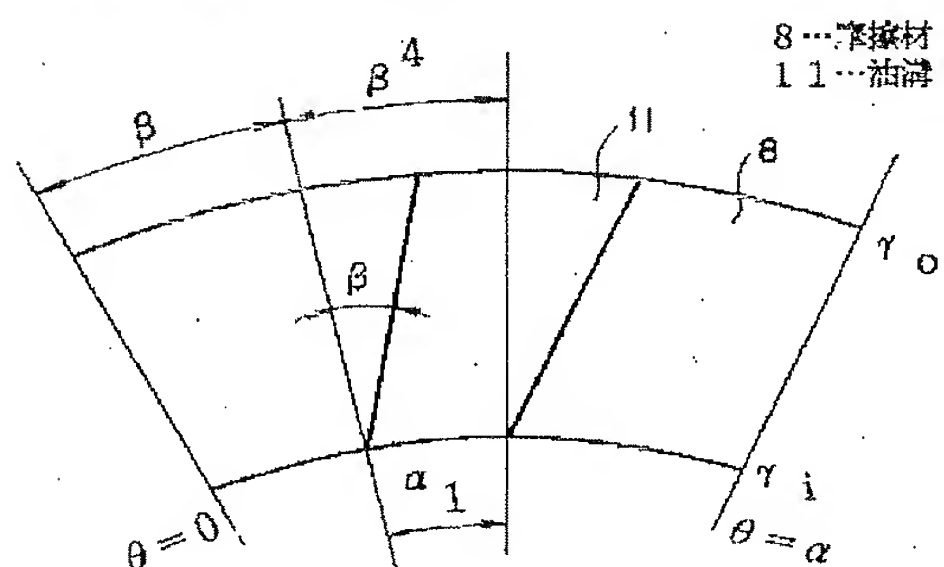
【図3】

この出願の発明に係るクラッチディスクの断面図



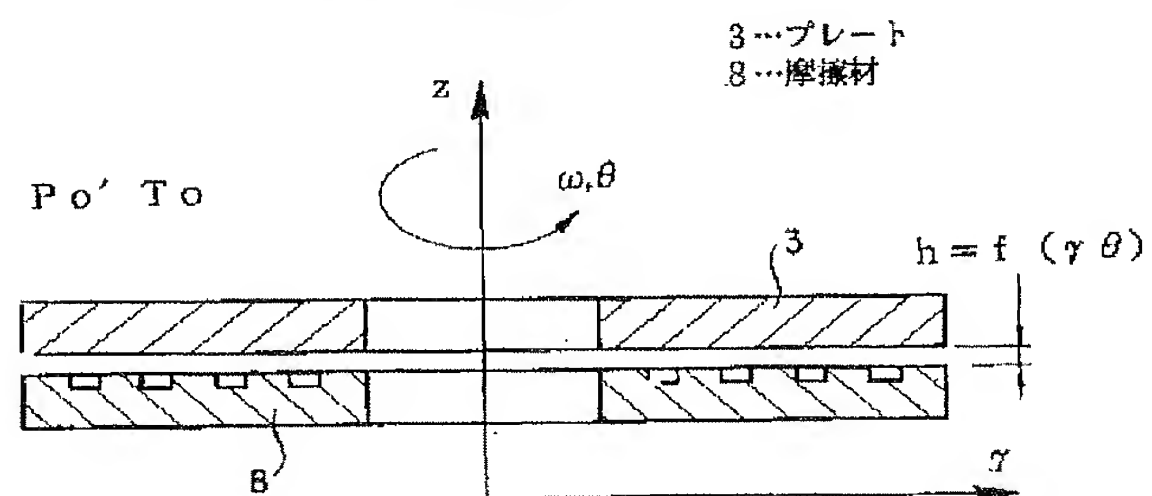
【図6】

概略の計算モデルの説明図（平面モデル）



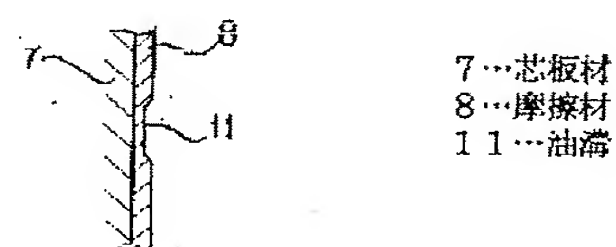
【図4】

概略の計算モデルの説明図（全体モデル）

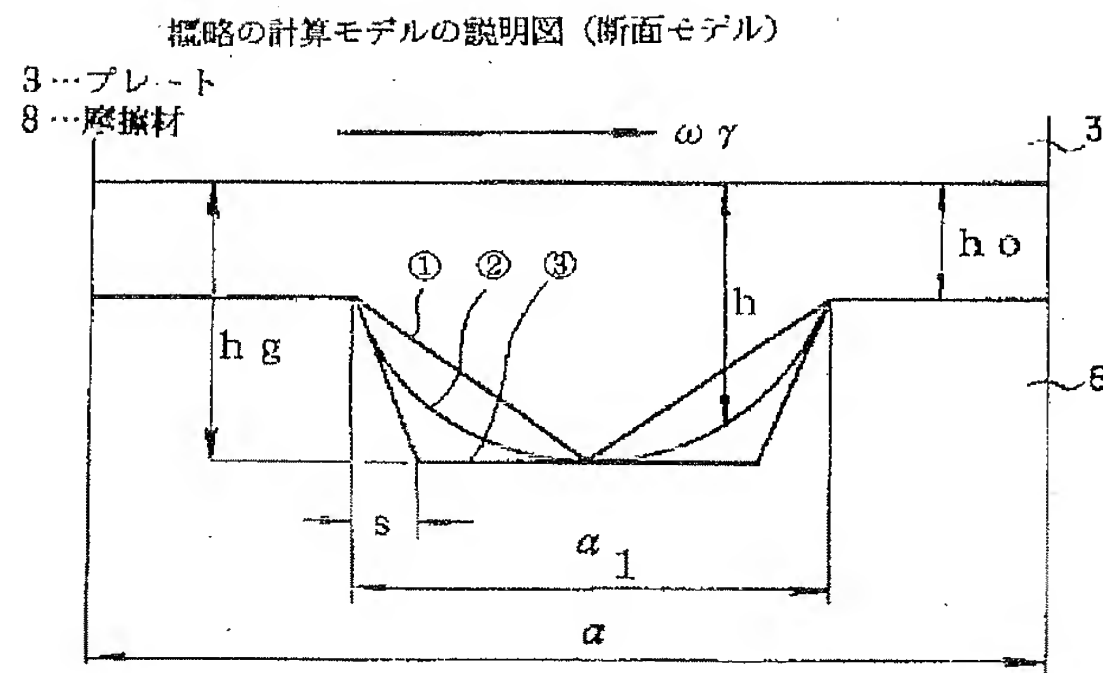


【図10】

実施例1の湿式摩擦ディスクの油溝断面図

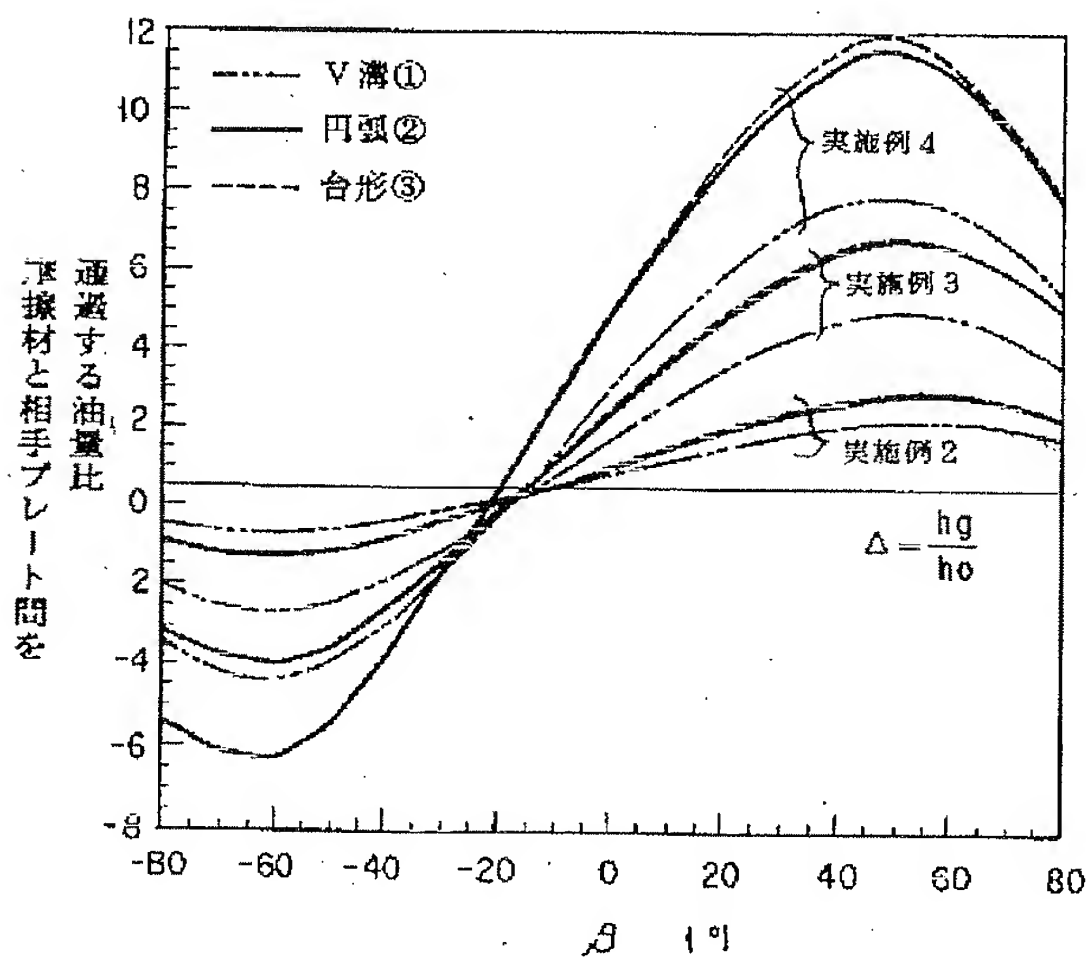


【図5】



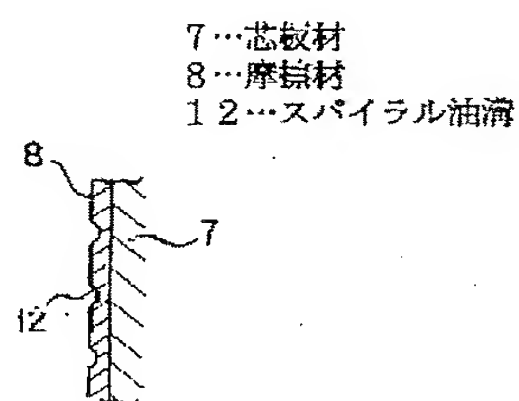
【図8】

計算結果を示すグラフ
(摩擦材と相手プレート間を通過する油量比と β との関係)



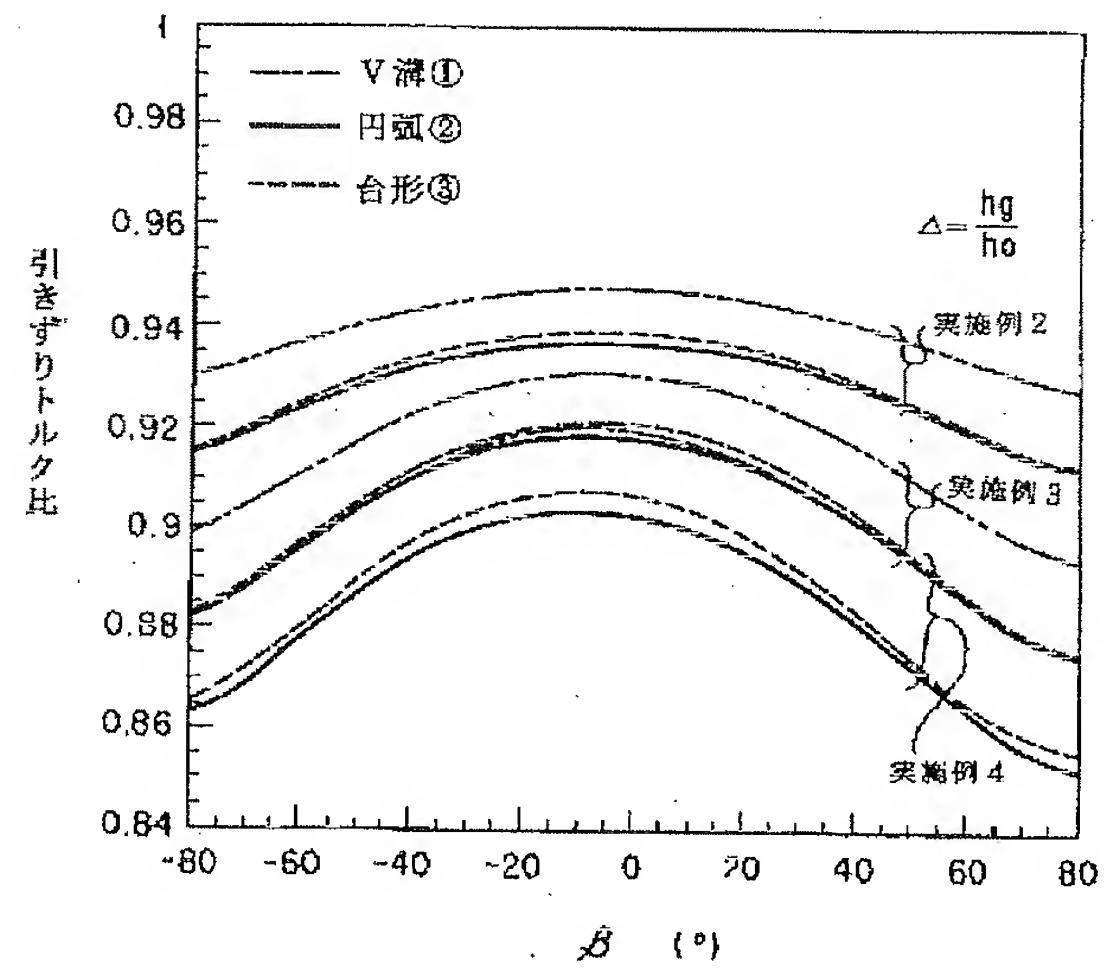
【図14】

実施例3の湿式摩擦ディスクのスパイラル油溝断面図



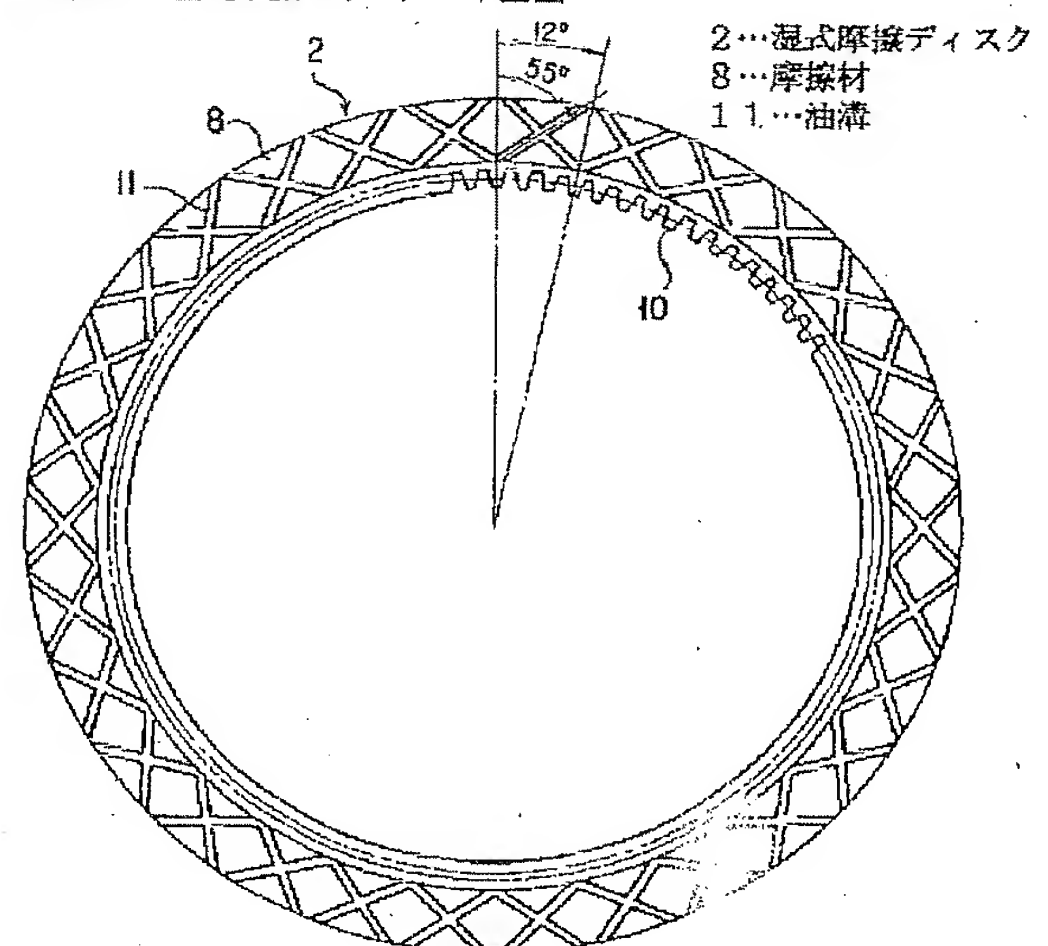
【図7】

計算結果を示すグラフ（引きずりトルク比と β との関係）



【図9】

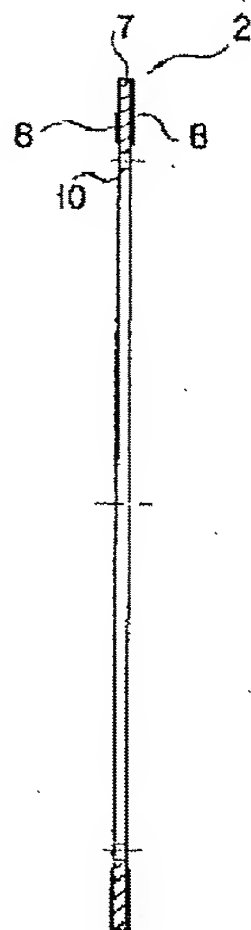
実施例1の湿式摩擦ディスクの平面図



【図11】

実施例1の湿式摩擦ディスクの断面図

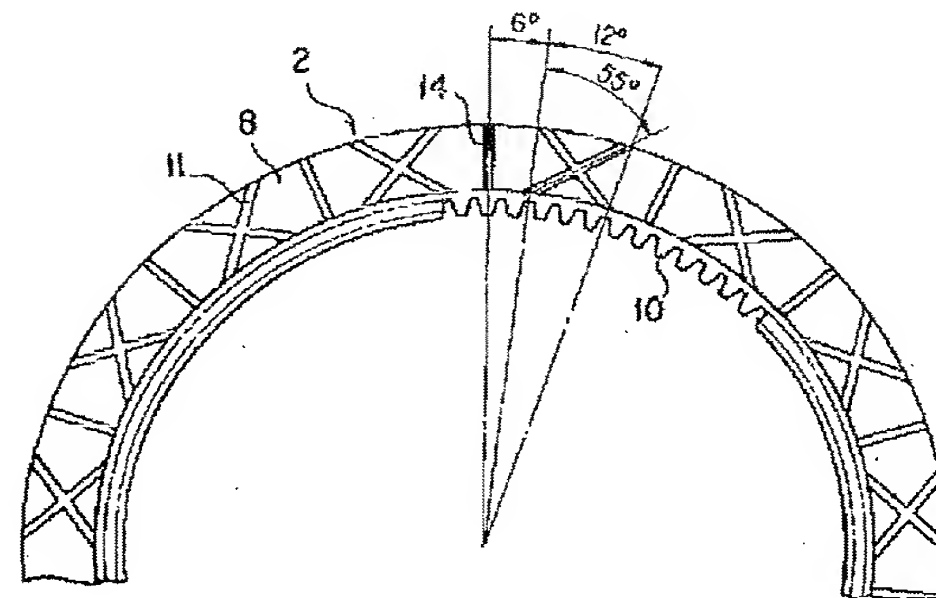
- 2…湿式摩擦ディスク（クラッチディスク）
 7…芯板材
 8…摩擦材



【図12】

実施例2の湿式摩擦ディスクの平面図

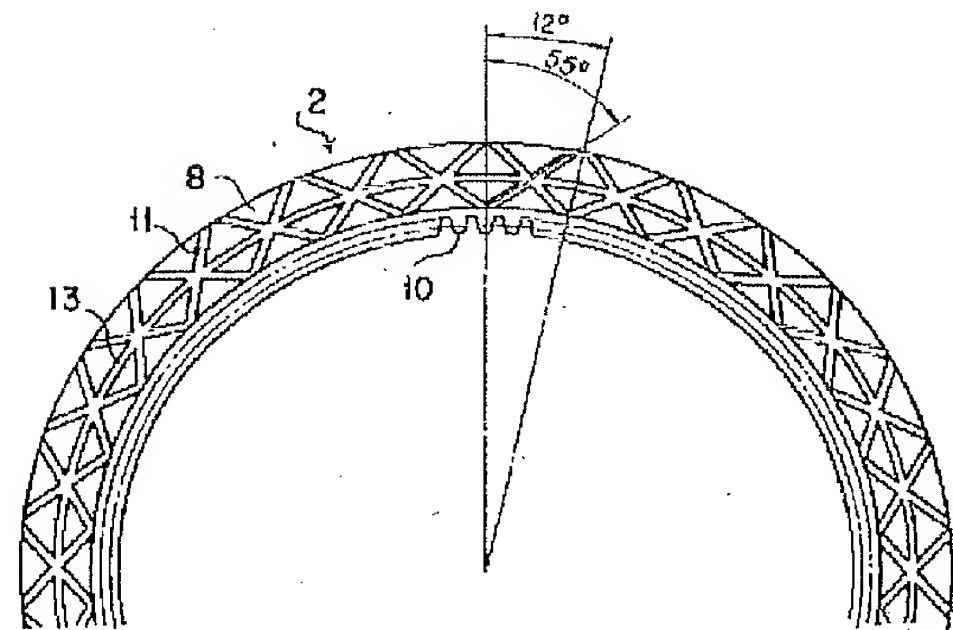
- 2…湿式摩擦ディスク（クラッチディスク）
 8…摩擦材
 11…油溝
 14…ラジアル油溝



【図15】

実施例4の湿式摩擦ディスクの平面図

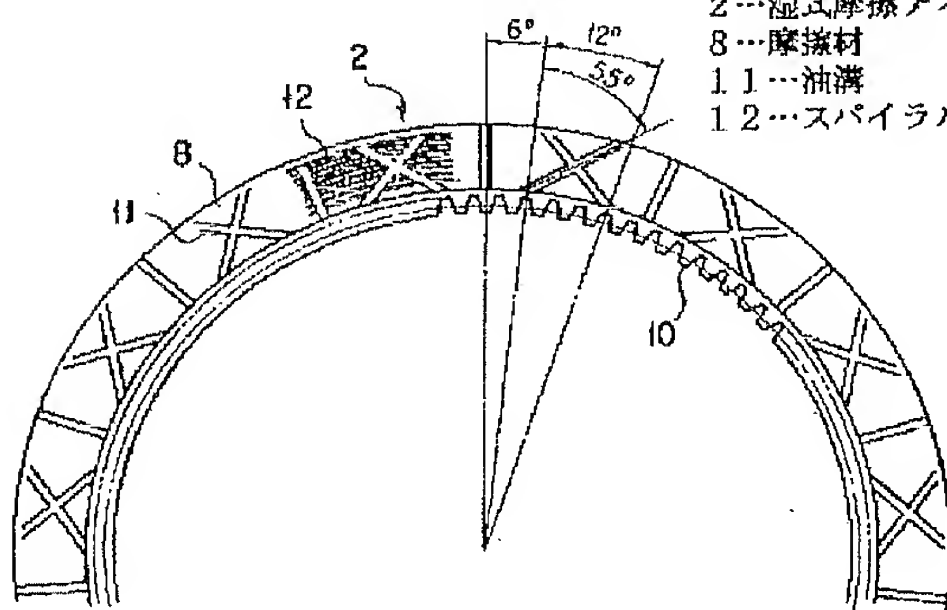
- 2…湿式摩擦ディスク（クラッチディスク）
 8…摩擦材
 11…油溝
 13…同心円状油溝



【図13】

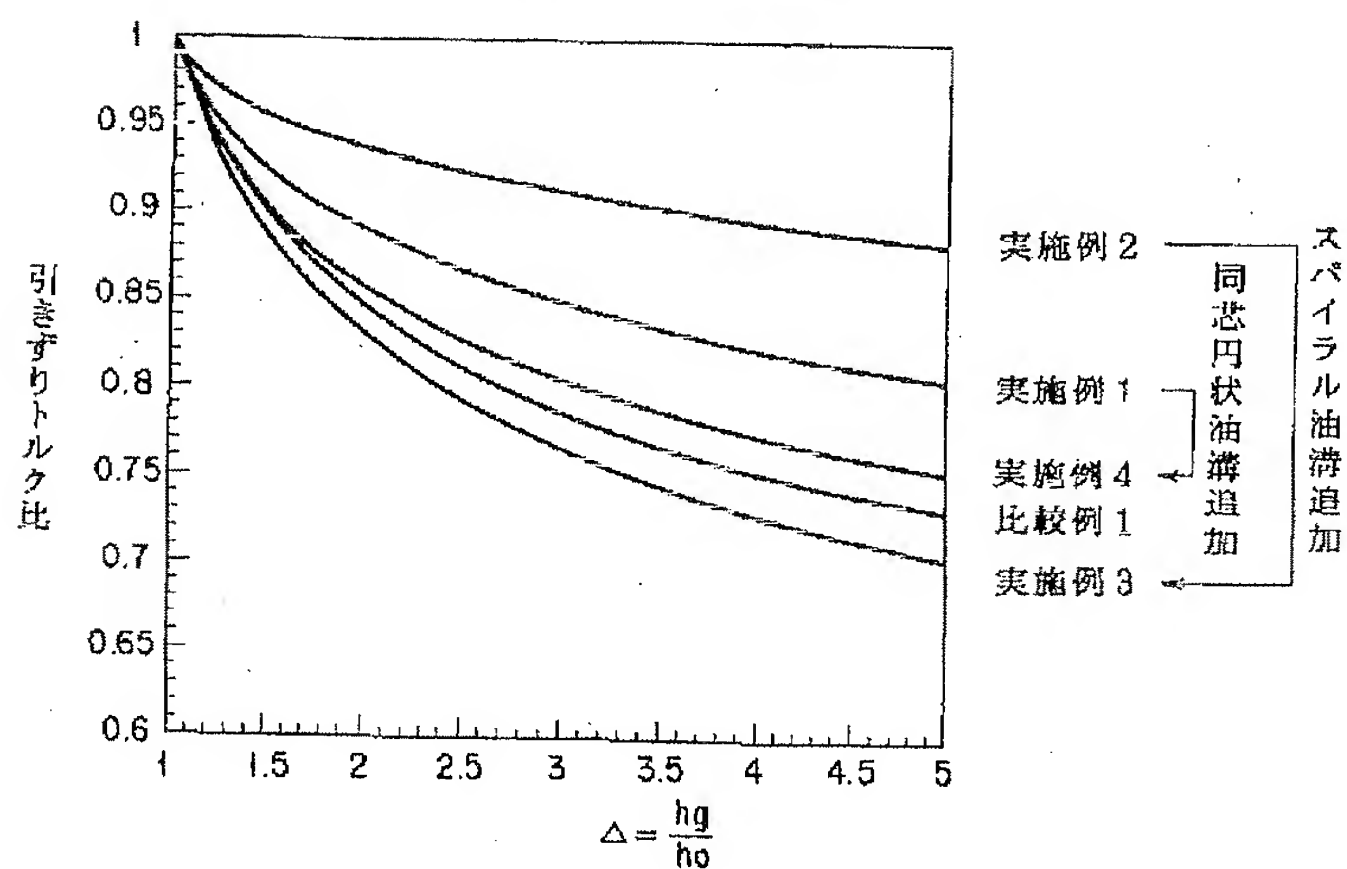
実施例3の湿式摩擦ディスクの平面図

- 2…湿式摩擦ディスク
 8…摩擦材
 11…油溝
 12…スパイラル油溝



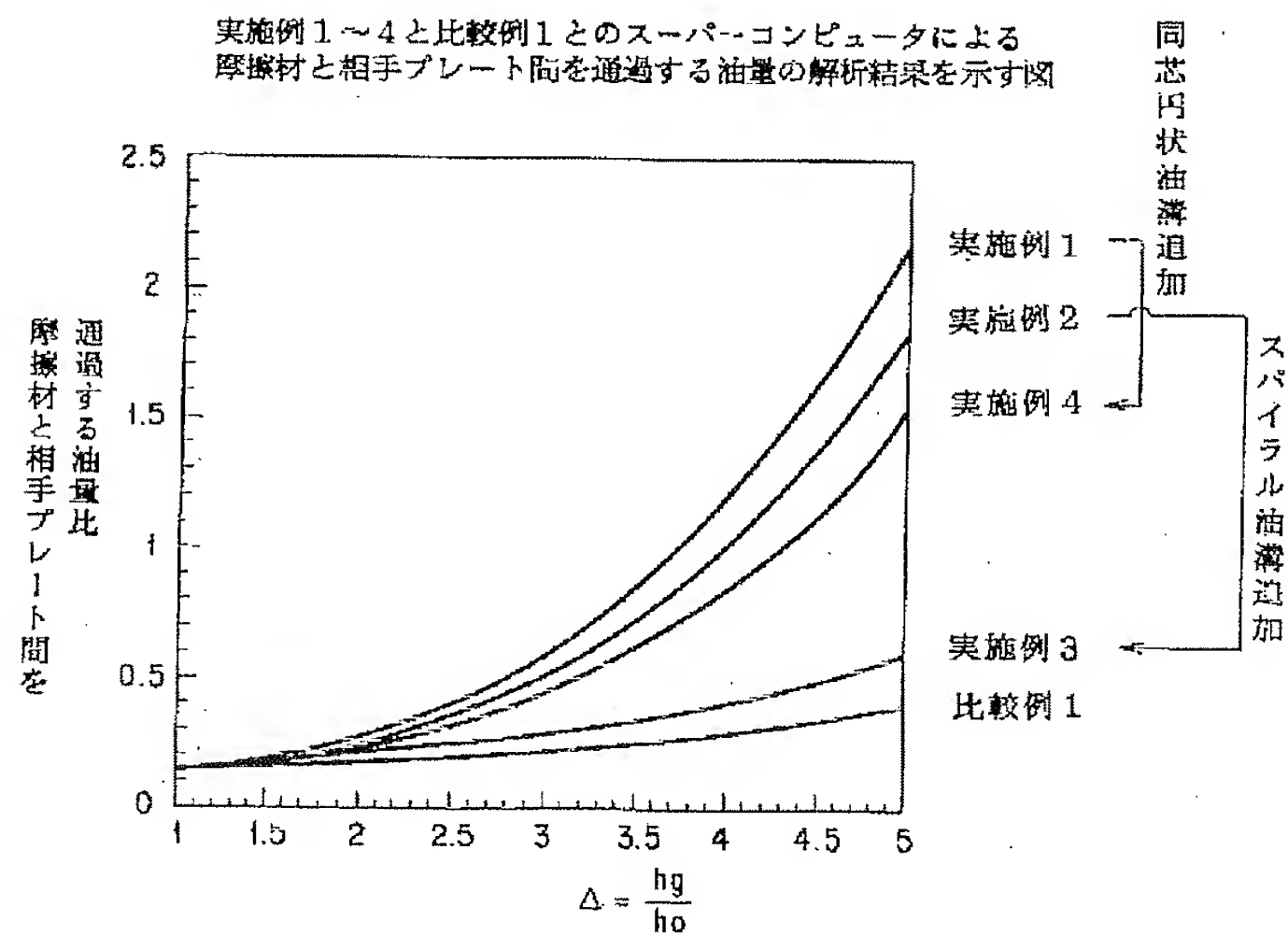
【図16】

実施例1～4と比較例1とのスーパーコンピュータによる
引きずりトルクの解析結果を示す図



【図17】

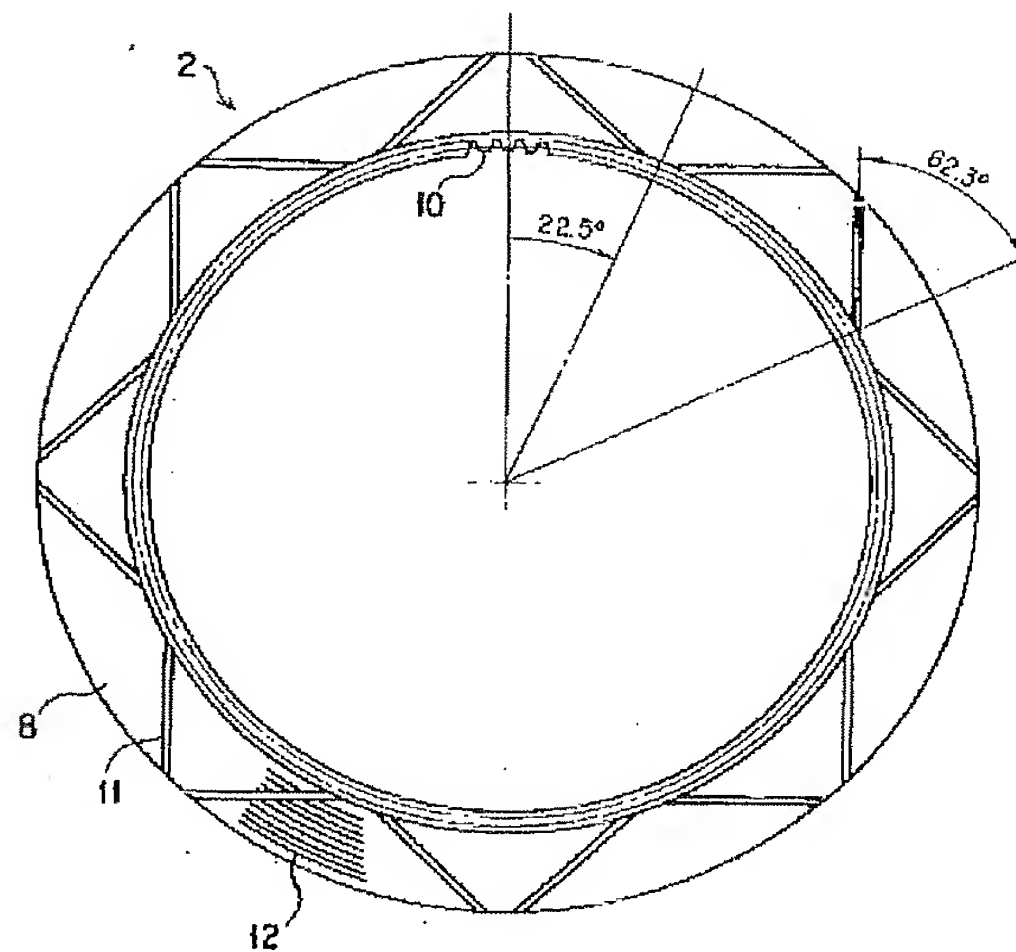
実施例1～4と比較例1とのスーパーコンピュータによる
摩擦材と相手プレート間を通過する油量の解析結果を示す図



【図18】

変速機に実際使用されている従来の改良油溝湿式摩擦ディスクの平面図

- 2…湿式摩擦ディスク（クラッチディスク）
 8…摩擦材
 11…油溝
 12…スパイラル油溝



フロントページの続き

(72)発明者 久世 隆
 石川県小松市符津町ツ23 株式会社小松製
 作所栗津工場内

